

НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ НАУК УКРАЇНИ
ІНСТИТУТ ТЕХНІЧНОЇ ТЕПЛОФІЗИКИ

ДОНИК ТЕТЯНА ВАСИЛІВНА

УДК 532.5.013.12

**ТЕПЛООБМІН ТА ГІДРОДИНАМІКА В ТРУБІ
З ЗАВИХРЮВАЧЕМ ЧАСТКОВОЇ ЗАКРУТКИ ПОТОКУ
НА ОСНОВІ ХРЕСТОПОДІБНОЇ ВСТАВКИ**

05.14.06 – Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика

АВТОРЕФЕРАТ

дисертації на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Київ – 2013

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана в Інституті технічної теплофізики Національної академії наук України, м.Київ

Науковий керівник: доктор технічних наук, професор,
академік НАН України
Халатов Артем Артемович,
Інститут технічної теплофізики Національної академії наук
України, завідуючий відділом високотемпературної
термогазодінаміки

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
Туз Валерій Омелянович,
Національний технічний університет України «КПІ» МОН
України, професор кафедри атомних електричних станцій і
інженерної теплофізики

доктор технічних наук, доцент
Шквар Євгеній Олексійович,
Національний авіаційний університет МОН України,
професор кафедри вищої та обчислювальної математики

Захист відбудеться «___»_____ 2013 р. о ___ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 26.224.01 в Інституті технічної теплофізики НАН України за адресою: 03680, м. Київ, вул. Желябова, 2-а.

З дисертацією можна ознайомитися у бібліотеці Інституту технічної теплофізики НАН України за адресою: 03680, м. Київ, вул. Желябова, 2-а.

Автореферат розісланий «___»_____ 2013 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради
кандидат технічних наук

О.І. Чайка

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Завдання підвищення ефективності і компактності тепломасообмінного устаткування вирішується, в основному, за рахунок використання інтенсифікації теплообміну. Сьогодні відомі і використовуються на практиці більше 25 методів інтенсифікації теплообміну, серед яких можна виділити ребра і шорсткість поверхні, заглиблення і виступи на поверхні, турбулізуючі ґратки та вставки, вібрація поверхні, акустичний вплив та ін. Одним із перспективних і широко використовуваних методів інтенсифікації теплообміну в трубах і каналах є закрутка потоку. Для створення закрученої течії використовуються лопаткові, равликові і тангенційні завихрювачі, шнекові вставки, скручені стрічки та інші пристрої, які характеризуються технологічністю і невисокою вартістю.

Усі відомі завихрювачі можна умовно розділити на дві основні групи – повної та часткової закрутки потоку. При повній закрутці потоку обертається весь об'єм теплоносія в каналі. При частковій закрутці обертання потоку здійснюється тільки в обмеженій частині каналу – поблизу поверхні, в центральній або приосьовій області. Дослідження Щукіна В.К., Тарасова Г.І., Халатова А.А., Боррото А. показали, що завихрювачі часткової закрутки мають важливу властивість – дозволяють змінювати інтенсивність теплообміну в широкому діапазоні при незмінній витраті теплоносія.

Застосовувані на практиці завихрювачі часткової закрутки потоку (спіральні пружинні вставки, внутрішня спіральна накатка, внутрішнє спіральне оребрення) характеризуються невисоким фактором інтенсифікації теплообміну, що обумовлено можливістю зміни кута закрутки потоку в обмеженому діапазоні. Для практичного використання представляють інтерес завихрювачі часткової закрутки потоку, що мають високий фактор інтенсифікації теплообміну за рахунок зміни кута закрутки в широкому діапазоні. Таким чином, пошук нових, більш ефективних пристроїв часткової закрутки потоку і визначення їх теплових і гідродинамічних характеристик при турбулентній течії повітря в трубі є актуальним науковим завданням, що має велике практичне значення.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. У дисертаційній роботі наведено результати досліджень, які проводились відповідно до:

- Держбюджетної теми ІТТФ НАН України «Термогазодинаміка вихрових та закручених потоків і її додаток до систем охолодження і регенераторів теплоти промислових газотурбінних установок» (номер державної реєстрації 0109U001510).
- Держбюджетної теми ІТТФ НАН України «Дослідження поверхнево-вихрових систем для інтенсифікації теплообміну та підвищення ефективності охолодження поверхонь перспективних ГТД» (номер державної реєстрації 0112U002042).

Мета дослідження. Мета роботи – визначити закономірності теплообміну і гідравлічного опору, локальної та вихрової структури турбулентного повітряного потоку в круглій трубі з завихрювачем часткової закрутки потоку на основі хрестоподібної вставки. В результаті виконаних досліджень отримати узагальнюючі рівняння, оцінити теплогідравлічну ефективність і запропонувати фізично обґрунтоване поняття, що характеризує якість інтенсифікатора теплообміну.

Для досягнення поставленої мети в роботі були сформульовані та вирішені наступні завдання наукового дослідження:

- Розробити нову конструкцію завихрювача часткової закрутки на основі хрестоподібної вставки з відігнутими елементами, яка забезпечує широкий діапазон зміни кута закрутки потоку біля поверхні каналу.
- Створити стенд для експериментального дослідження середнього теплообміну і гідравлічного опору в круглій трубі з частковою закруткою повітряного потоку.
- Виконати експериментальне дослідження середнього теплообміну та гідравлічного опору в діапазоні зміни кута закрутки завихрювача φ від 15° до 45° .
- Узагальнити експериментальні дані та отримати рівняння подібності, що характеризують середнє число Нуссельта і коефіцієнт гідравлічного опору.
- Вивчити локальну і вихрову структуру закрученого потоку в трубі з частковою закруткою потоку на основі чисельного (комп'ютерного) моделювання та визначити основні чинники, що характеризують інтенсифікацію теплообміну.
- Визначити теплогідравлічну ефективність запропонованого способу часткової закрутки потоку, узагальнити опубліковані в літературі дані за допомогою фактора аналогії Рейнольдса для інтенсифікаторів теплообміну різного типу, виконати порівняльний аналіз інтенсифікаторів з повною та частковою закруткою потоку і запропонувати фізично обгрунтоване поняття, що характеризує якість інтенсифікатора теплообміну.

Об'єкт дослідження – процеси теплообміну і гідродинаміки в турбулентному повітряному потоці в круглій трубі з частковою закруткою на основі хрестоподібної вставки з відігнутими елементами.

Предмет дослідження – закономірності та показники впливу на теплообмін (середнє число Нуссельта) і гідродинаміку (вихрова структура, локальні параметри потоку, середній гідравлічний опір) кута закрутки завихрювача часткової закрутки на основі хрестоподібної вставки з відігнутими елементами.

Метод дослідження – фізичний експеримент і комп'ютерне моделювання з використанням чисельного рішення диференціальних рівнянь руху, нерозривності та енергії.

Наукова новизна одержаних автором результатів полягає у наступному:

- Запропоновано нову конструкцію завихрювача часткової закрутки потоку на основі хрестоподібної вставки з відігнутими елементами, захищену патентом України на корисну модель (Патент України № 68122 від 12.03.2012 р.), яка забезпечує зміну кута закрутки потоку в широкому діапазоні.
- З використанням завихрювача часткової закрутки в діапазоні зміни кута закрутки φ від 15° до 45° експериментально визначені середній теплообмін і гідравлічний опір в круглій трубі з частковою закруткою потоку і отримані нові рівняння подібності.
- Виявлено, що для вивченого типу часткової закрутки зміна фактора інтенсифікації теплообміну в залежності від кута закрутки характеризується кривою з максимумом ($\varphi = 30^\circ$) і мінімумом ($\varphi = 35^\circ$). Максимальне значення інтенсифікації середнього теплообміну в каналі ($\overline{Nu}/\overline{Nu}_0$) склало 1,91 ($\varphi = 30^\circ; 45^\circ$).

– Вперше в діапазоні зміни кута закрутки φ від 30° до 45° отримано дані, що характеризують локальну і вихрову структуру турбулентного повітряного потоку в трубі з частковою закруткою. Визначено внесок повної швидкості закрученого потоку, турбулентності, вихрового перемішування і розподілу швидкості в каналах завихрювача на середній теплообмін в трубі, пояснено екстремальний (максимум-мінімум) характер зміни числа Нуссельта в області $\varphi = 30 \dots 35^\circ$.

– Виконано узагальнення опублікованих даних щодо інтенсифікаторів теплообміну різного типу на основі діаграми теплогідравлічної ефективності; показано, що інтенсифікатори теплообміну повної та часткової закрутки різної конструкції мають спільний механізм інтенсифікації теплообміну і характеризуються єдиною залежністю на діаграмі.

– Вперше запропоновано поняття коефіцієнта якості інтенсифікатора теплообміну K^* , показано, що всі відомі в техніці інтенсифікатори характеризуються значенням K^* , який змінюється у вузькому діапазоні – від 0,37 до 1,0; для завихрювачів повної та часткової закрутки цей показник змінюється від 0,50 до 0,62.

Практичне значення одержаних результатів. Отримані в дисертаційній роботі результати дозволяють розраховувати характеристики середнього теплообміну, локальні параметри потоку, вихрову структуру і гідравлічний опір в круглій трубі з частковою закруткою потоку на основі хрестоподібної вставки з відігнутими елементами. Запропонована нова характеристика якості інтенсифікатора теплообміну, яка забезпечує більш обґрунтований вибір інтенсифікаторів у задачах практичного використання.

Результати виконаних досліджень впроваджені в Державному підприємстві Науково-виробничий комплекс газотурбобудування «Зоря» – «Машпроект» (м. Миколаїв) у формі методики розрахунку теплообмінників із закруткою потоку.

Особистий вклад здобувача. Здобувачем запропоновано ідею завихрювача часткової закрутки з відігнутими елементами, захищену патентом України № 68122 від 12.03.2012 р., створена експериментальна установка для дослідження теплообміну і гідравлічного опору в трубі з частковою закруткою потоку. Проведено експериментальні дослідження теплообміну і гідравлічного опору, виконано аналіз отриманих результатів, отримано узагальнюючі залежності. З використанням програмного комплексу ANSYS CFX виконано комп'ютерне моделювання та вивчено вплив закрутки на вихрову структуру турбулентного повітряного потоку в трубі з частковою закруткою. На єдиній методологічній основі виконано узагальнення опублікованих даних, зроблено порівняння завихрювачів повної та часткової закрутки за фактором аналогії Рейнольдса, запропоновано поняття коефіцієнта якості інтенсифікатора теплообміну.

Апробація результатів. Основні результати роботи обговорено й одержано схвалення на II, III та IV Міжнародних науково-технічних конференціях «Сучасні технології в газотурбобудуванні» (м. Алушта, АРК; 2010, 2011, 2012), IX Міжнародній конференції «Актуальні питання теплофізики і фізичної гідрогазодинаміки» (м. Алушта, АРК; 2011), X Міжнародній науково-практичній конференції аспірантів, магістрів, студентів «НТУУ КПІ» «Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики»

(м. Київ, 2012), V Всесвітньому конгресі «Авіація у ХХІ столітті» – «Безпека в авіації та космічні технології» (м. Київ, 2012).

Публікації. Основні положення та результати роботи наведені в 10 публікаціях, зокрема в 5 статтях у фахових виданнях, перелік яких затверджено МОНмолодьспорту України, в 4 наукових працях і тезах міжнародних наукових конференцій та 1 патенті України на корисну модель.

Структура дисертації. Дисертаційна робота складається зі вступу, трьох розділів, висновків і восьми додатків. Загальний обсяг роботи складає 158 сторінок, з яких 18 сторінок повністю займають рисунки та таблиці (всього 50 рисунків та 6 таблиць), 37 сторінок – додатки, 13 сторінок – список використаних джерел (129 найменувань).

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтовано актуальність теми дисертаційної роботи, сформульовано мету і основні завдання досліджень, визначено наукову новизну та практичну цінність одержаних результатів. Наведено відомості про особистий внесок автора, апробацію, опубліковані результати досліджень, структуру та обсяг роботи.

У першому розділі виконано аналітичний огляд експериментальних і теоретичних досліджень по теплообміну та гідродинаміці закручених потоків у трубах. Показано, що переважна кількість робіт виконана для повної закрутки потоку, коли обертанню піддається весь об'єм теплоносія (Щукін В.К., Алімов Р.З., Сударєв А.В., Волчков Е.П., Терехов В.І., Мігай В.К., Халатов А.А., Сабуров Е.Н., Бергліс А., Хей А., Вест П., Сайред Н. та ін.) Такий тип закрученого потоку характеризується високим рівнем теплообміну при прийнятних втратах енергії, технологічністю виготовлення завихрювачів, зручністю їх обслуговування. Одночасно великий практичний інтерес отримали завихрювачі часткової закрутки потоку, коли закрутці підлягає тільки частина потоку (Щукін В.К., Халатов А.А., Тарасов Г.І., Боррото А., Волчков Е.П., Терехов В.І., Ляне Р.П., Іванов В.П. та ін.), що дозволяє змінювати інтенсивність теплообміну в широкому діапазоні при незмінній витраті теплоносія.

Відомі завихрювачі часткової закрутки потоку (спіральні пружинні вставки, внутрішня спіральна накатка, внутрішнє спіральне оребрєння) характеризуються невисоким фактором інтенсифікації теплообміну, що обумовлено зміною кута закрутки потоку в обмеженому діапазоні. Для практичних застосувань представляють інтерес завихрювачі часткової закрутки потоку, що мають широкий діапазон зміни кута закрутки і високий фактор інтенсифікації теплообміну. Тому пошук нових, більш ефективних пристроїв часткової закрутки потоку і визначення їх теплових і гідродинамічних характеристик при турбулентній течії в трубі має велике наукове і практичне значення.

На основі аналізу виконаних досліджень наприкінці розділу сформульовані *мета і завдання досліджень*.

У другому розділі виконано опис і обґрунтування конструктивних особливостей експериментального стенду, експериментальної ділянки для дослідження середнього теплообміну та гідравлічного опору, системи вимірювань.

Надано опис нової конструкції завихрювача часткової закрутки потоку на основі хрестоподібної вставки. Розглянуто та експериментально протестовано метод визначення середньої температури потоку з використанням змішувального пристрою, встановленого на виході з експериментальної ділянки. Проаналізовано результати довідних експериментів і надана оцінка похибки вимірювань основних параметрів.

Експериментальний стенд (рис. 1) являє собою відкритий газодинамічний контур. Атмосферне повітря від відцентрового вентилятора високого тиску ВВД-5, проходить через поворотний дросель для регулювання витрати, витратомір звужуючого типу на базі сопла Вентурі, і надходить в експериментальну ділянку із зовнішнім омичним підігрівом, і далі викидається в атмосферу. Внутрішній діаметр каналу – 0,069 м, довжина – 0,38 м ($l/d = 5,5$). Конструкція експериментальної ділянки (рис. 2) включає в себе дві коаксіальні труби, між якими розміщено 12 термопар. Зовнішня труба, так само як і внутрішня, виготовлена з нержавіючої сталі. Вона встановлена в корпус установки, який кріпиться до фланців ділянки на вході і виході.

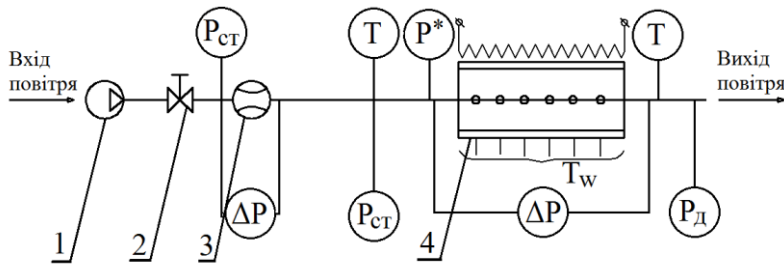


Рис. 1 – Схема експериментального стенда:
1 – вентилятор ВВД-5; 2 – поворотний дросель;
3 – витратомір Вентурі; 4 – експериментальна ділянка.

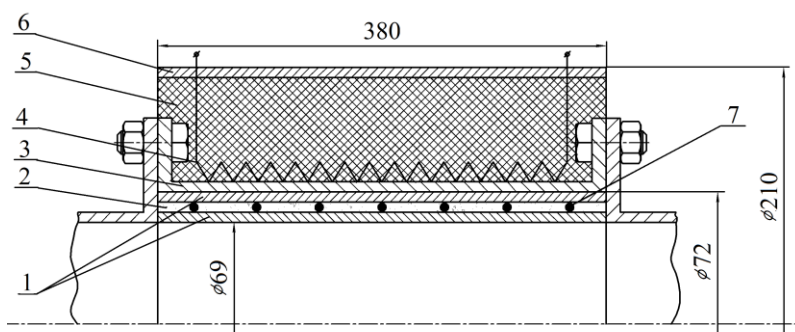


Рис. 2 – Схема експериментальної ділянки:
1 – коаксіальні труби; 2 – металевий порошок;
3 – корпус установки; 4 – спіраль нагрівача;
5 – теплоізоляція; 6 – екран із нержавіючої фольги;
7 – термопари.

завихрювачем (нестабілізований пограничний шар) не впливає на середній теплообмін в каналі завихрювача та за ним.

На зовнішній поверхні корпусу змонтовано нагрівальний пристрій (спіраль електричного нагрівача), який покрито шаром теплоізоляції і екраном. Стенд забезпечено системою вимірювань. Завихрювач часткової закрутки (рис. 3) встановлено по всій довжині експериментальної ділянки. При використанні на практиці завихрювачі, як правило, встановлюються за вимірювальною ділянкою. При цьому мінімальна довжина передвключеної ділянки між завихрювачем і витратоміром повинна складати не менше 10 діаметрів каналу. Тому між витратоміром Вентурі і експериментальною ділянкою встановлювалася передвключена адіабатна ділянка відносно довжиною 10 діаметрів (0,69 м). Як показано Щукіним В.К. і Тарасовим Г.І., товщина пограничного шару перед завихрювачем (нестабілізований пограничний шар) не впливає на середній

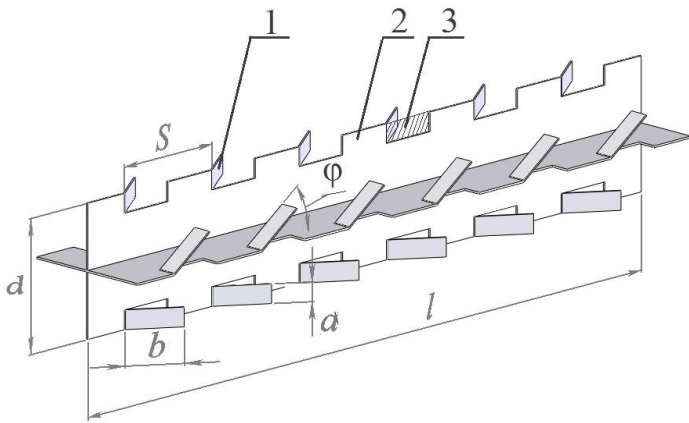


Рис. 3 – Завихрювач часткової закрутки потоку на основі хрестоподібної вставки:
1 – відігнуті елементи; 2 – пластина хрестоподібної вставки; 3 – прямокутний отвір закрутки потоку.

оребреньня і рухаються далі, тим самим, формуючи систему похилих струменів, що забезпечують закрутку потоку біля стінки труби. Крім закрутки за рахунок взаємодії потоку з відігнутими елементами, в каналі формуються інтенсивні вихрові структури, а в центральній області вставки потік зберігає осьовий рух. Розрахунковий кут закрутки потоку, що забезпечує послідовний рух через канали закрутки, пов'язаний з діаметром каналу і висотою відігнутого елемента a співвідношенням $\varphi = \arctg \frac{\pi \cdot (d - 0,5a)}{s}$.

При тангенційній подачі повітря в трубу максимальний теплообмін в каналі забезпечується в тому випадку, коли відношення площі каналу закрутки до площі поперечного перерізу каналу становить близько 0,10, тобто розміри a та b завихрювача вибираються із умови $(a \times b)/F \approx 0,10$, де F – площа поперечного перерізу каналу.

Досліджуваний завихрювач при установці в канал діаметром $d = 0,069$ м має наступні геометричні характеристики: крок $s = 0,06$ м, висота прямокутного отвору $a = 0,01$ м, ширина $b = 0,03$ м. При цих умовах проектний кут закрутки потоку завихрювача φ_n складає 38° .

В попередніх дослідженнях з осьовим потоком повітря (без завихрювача) було показано, що в потік надходить не більше 80% теплоти, яка виділяється в електричному нагрівачі. Теплові втрати випромінюванням складають від 2 до 8%, втрати за рахунок вільної конвекції – від 2 до 10%, а неконтрольовані втрати (витік під фланці, з торців експериментальної ділянки та ін.) – від 4,5 до 17,5%. Тому для визначення загального теплового потоку використано балансове рівняння $Q = G \cdot C_p \cdot \Delta T$, а для вимірювання температури потоку на виході використано метод змішувального пристрою, який встановлено за експериментальною ділянкою. Середньомасова температура повітряного потоку в змішувальному пристрої та потоку перед завихрювачем контролювалися зразковими термометрами.

Для визначення похибки методу змішувального пристрою було проведено

Для створення часткової закрутки потоку (поблизу поверхні каналу) використано завихрювач на основі хрестоподібної вставки (рис. 3), конструкція якого захищена Патентом України на корисну модель № 68122 «Пристрій для інтенсифікації теплообміну» від 12.03.2012.

На поверхнях хрестоподібної вставки з кроком s вирізано прямокутні отвори висотою a і шириною b , при цьому відігнуті елементи відхилено на кут φ відносно осі каналу. Дискретні струмені, що виходять з прямокутних отворів кожного оребреньня (рис. 3, поз. 3), потрапляють в отвори сусіднього

тарувальні експерименти при осьовому русі повітря. При цьому для визначення середньомасової температури використано додаткові методи, основані на вимірюванні профілю швидкості і температури на виході з експериментальної ділянки. Показано, що дані по середньомасовій температурі потоку, які отримані методом змішувального пристрою, з відхиленням не більше 10% узгоджуються з результатами, які отримані на основі вимірювання профілю швидкості і температури за експериментальною ділянкою.

Експериментальні дані щодо середнього теплообміну порівнювалися з розрахунками по співвідношенню:

$$\overline{Nu}_{df} = 0,038 \cdot Re_{df}^{0,8} \cdot Pr_f^{0,4} \cdot \left(\frac{l}{d} \right)^{-0,2}, \quad (1)$$

яке було отримано для умов $q_w \approx \text{const}$. Розрахунки проводились з урахуванням передвключеної адиабатної ділянки довжиною 10 діаметрів. Розбіжність між експериментами і розрахунками не перевищувала 10%.

Експериментальні дані по гідравлічному опору порівнювалися з розрахунками по співвідношенню для початкової ділянки труби з урахуванням передвключеної ділянки:

$$\overline{f}_l = \frac{0,43}{Re_{lf}^{0,2}} \cdot \frac{(l_{np} + l) - l_{np}^{0,8} \cdot (l_{np} + l)^{0,2}}{l}. \quad (2)$$

Результати визначення гідравлічного опору з відхиленням не більше 2,5% узгоджуються з рівнянням (2).

Максимальна відносна похибка визначення числа Рейнольдса становить 4,5%, коефіцієнта тепловіддачі методом змішувального пристрою – 9,0%, числа Нуссельта – 9,0%.

У третьому розділі наведено результати експериментального дослідження середнього теплообміну і гідродинаміки в трубі з частковою закруткою потоку, а також комп'ютерного моделювання гідродинаміки закрученого потоку. Визначено вплив оребрення на теплообмін в трубі з хрестоподібною вставкою, побудовано діаграму теплогідравлічної ефективності, виконано порівняння отриманих результатів з іншими методами, які мають близьку природу інтенсифікації теплообміну. На основі результатів досліджень запропоновано поняття коефіцієнта якості інтенсифікатора теплообміну.

При дослідженнях середнього теплообміну в трубі з хрестоподібною вставкою при щільному контакті зі стінкою труби показано, що внесок радіаційного теплообміну становить менше 2%, а ефект оребрення – близько 7%.

Теплообмін. Експериментальне дослідження середнього теплообміну в трубі з частковою закруткою потоку виконано з використанням 6 різних завихрювачів з кутом встановлення відгибу елементів ϕ 15°, 25°, 30°, 35°, 40° і 45°. Завдяки експериментам показано, що при зміні числа Рейнольдса від $3,5 \cdot 10^4$ до $8 \cdot 10^4$ для всіх завихрювачів лінії, що характеризують число Нуссельта, розташовуються паралельно лінії 1 (рис. 4), що свідчить про незначний вплив числа Рейнольдса на фактор інтенсифікації теплообміну.

Із рис. 4 видно, що залежність середнього числа Нуссельта від кута закрутки φ має немонотонний характер – при збільшенні φ від 15° до 30° середній теплообмін збільшується, між 30° до 35° має місце локальний мінімум, а при подальшому збільшенні кута φ теплообмін знову збільшується.

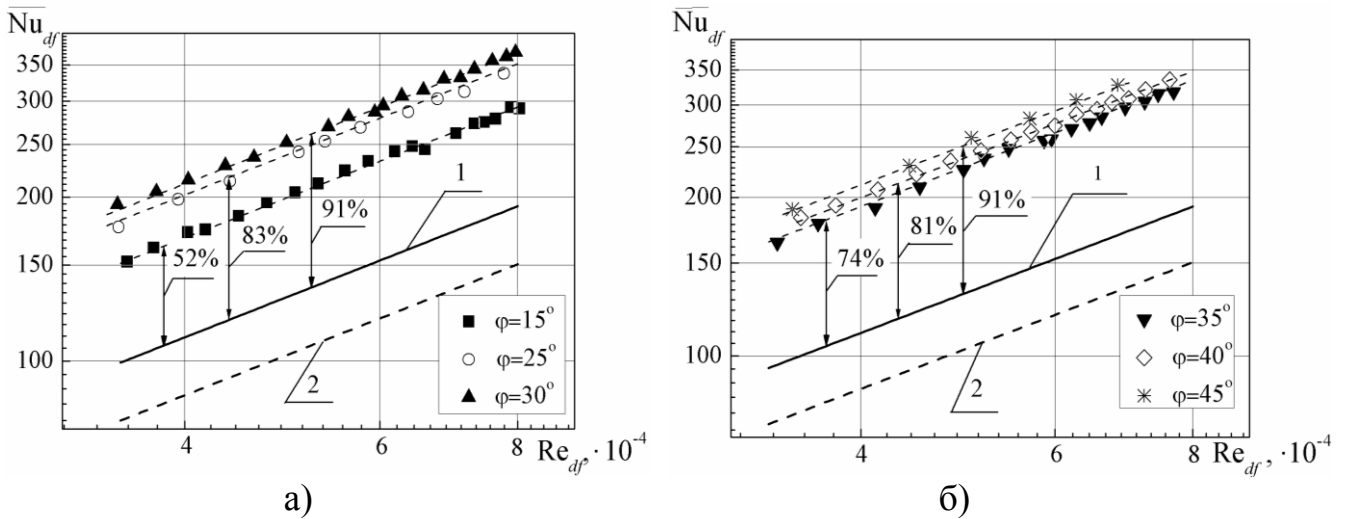


Рис. 4 – Середнє число Нуссельта в трубі з частковою закруткою потоку: а – $\varphi = 15^\circ, 25^\circ, 30^\circ$; б – $35^\circ, 40^\circ, 45^\circ$; Лінії: 1 – рівняння (1); 2 – середній теплообмін на ділянці стабілізованої течії.

При обробці експериментальних даних було отримано наступне загальне рівняння подібності для середнього теплообміну в трубі з частковою закруткою:

$$\overline{Nu}_{df} = C \cdot Re_{df}^{0,8} \cdot Pr_f^{0,4},$$

де C – безрозмірний коефіцієнт. Залежність числа Нуссельта від числа Рейнольдса в степені 0,8 в цьому рівнянні свідчить про турбулентний режим течії в каналі закрутки. Коефіцієнт C в залежності від геометричного кута закрутки φ визначається за рівняннями:

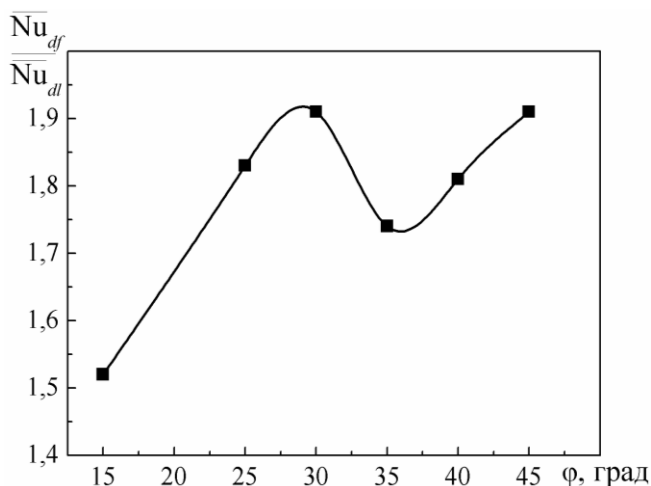


Рис. 5 – Фактор інтенсифікації середнього теплообміну $\overline{Nu}_{df} / \overline{Nu}_{dlf}$.

$$C = 0,030 + 7 \cdot 10^{-4} \cdot \varphi, \quad \text{при } \varphi = 15 \dots 30^\circ,$$

$$C = 0,032 + 4 \cdot 10^{-4} \cdot \varphi, \quad \text{при } \varphi = 35 \dots 45^\circ.$$

При узагальненні отриманих даних було використано фактор інтенсифікації середнього теплообміну у формі відношення $\overline{Nu}_{df} / \overline{Nu}_{dlf}$, де \overline{Nu}_{dlf} – середній теплообмін в трубі з передвключеною адіабатною ділянкою довжиною 10 діаметрів при осевій течії (рівняння (1)). На рис. 5 представлено зміну цього фактора в залежності від геометричного кута закрутки φ .

Складний характер зміни фактора

інтенсифікації теплообміну обумовлено спільним впливом закрутки потоку, турбулентності і вихрового перемішування. Причини зміни фактора інтенсифікації теплообміну по кривій з максимумом і мінімумом розглянуто нижче.

Гідрравлічний опір. У роботах Халатова А.А. (1982 р.) було показано, що надлишковий статичний тиск на стінці каналу при закрутці потоку характеризує повну енергію потоку в цьому ж перерізі. Тому гідрравлічний опір визначено на основі вимірювання різниці статичних тисків на стінці труби між входом і виходом. Вимірювання проведено при φ 15°, 25°, 30°, 35°, 40° і 45°. В якості визначальної швидкості використано середнє на вході значення швидкості потоку. Результати узагальнення дослідних даних представлено на рис. 6, 7.

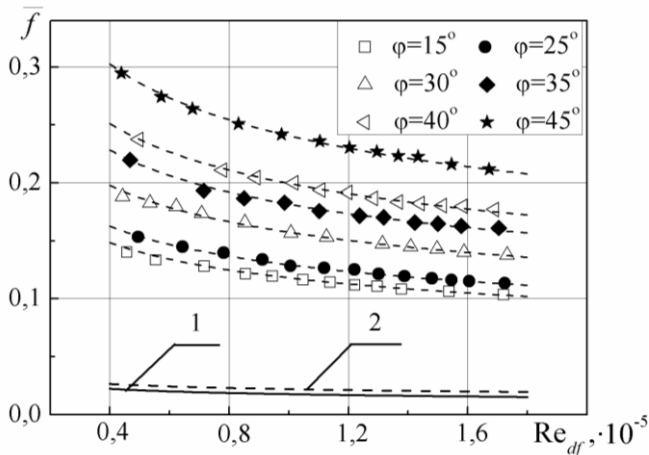


Рис. 6 – Коефіцієнт гідрравлічного опору \bar{f} експериментальної ділянки: 1, 2 – осьовий рух; 1 – передвключена ділянка довжиною 10 діаметрів; 2 – стабілізована течія.

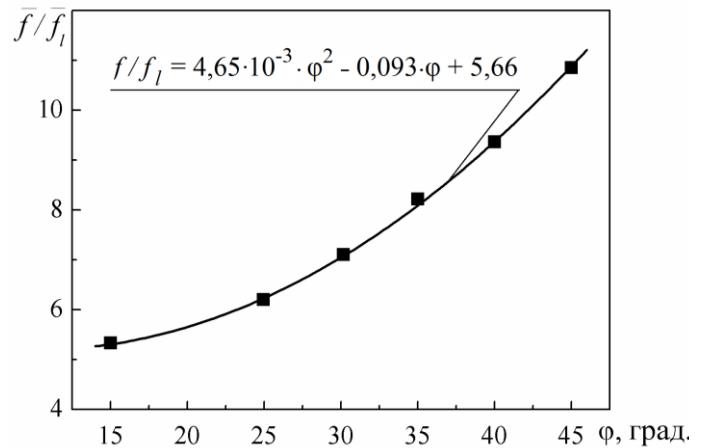


Рис. 7 – Відношення \bar{f} / \bar{f}_l при різних значеннях геометричного кута закрутки φ .

Видно, що коефіцієнт опору зменшується з ростом середньовитратного числа Re_{df} і збільшується з ростом геометричного кута закрутки φ , а відношення \bar{f} / \bar{f}_l практично не залежить від числа Рейнольдса і монотонно збільшується з ростом кута закрутки.

Теплогідрравлічна ефективність. При визначенні теплогідрравлічної ефективності використано фактор аналогії Рейнольдса (ФАР) у формі відношення:

$$\text{ФАР} = \frac{\overline{Nu}_f / \overline{Nu}_{of}}{\bar{f} / \bar{f}_0}. \text{ В якості еталонних значень (з нульовим індексом) використано}$$

число Нуссельта \overline{Nu}_{of} і коефіцієнт гідрравлічного опору \bar{f}_0 для стабілізованої турбулентної течії при однакових значеннях числа Рейнольдса.

Експериментальні дані представлено в системі координат ФАР – \bar{f} / \bar{f}_0 (рис. 8). Як показано Халатовим А.А. при використанні такої системи координат дані за фактором аналогії Рейнольдса для всіх відомих інтенсифікаторів теплообміну розташовуються між двома граничними лініями – для поверхневого оребрення при великих числах Рейнольдса (рис. 8, лінія 1) і сферичних поверхневих заглибин при низьких числах Рейнольдса (рис. 8, лінія 3). На рис. 8 також представлено

опубліковані результати для різних інтенсифікаторів теплообміну, що використовують принцип закрутки потоку і вихрового перемішування.

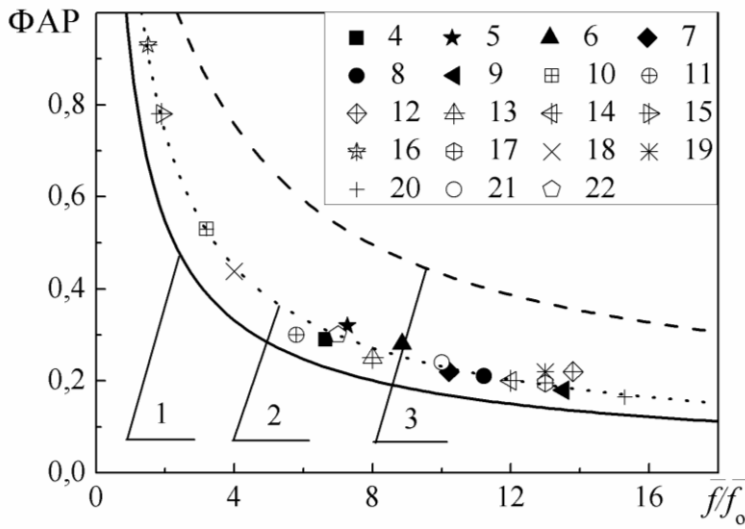


Рис. 8 – Фактор аналогії Рейнольдса в трубі з інтенсифікаторами теплообміну, що використовують принцип закрутки потоку і вихрового перемішування: 1 – ребра при високих числах Рейнольдса; 2 – узагальнююча лінія, рівняння (3); 3 – поверхневі сферичні заглибини при низьких числах Рейнольдса; 4 – 9 : часткова закрутка, дані автора: 4 – $\varphi = 15^\circ$; 5 – 25° ; 6 – 30° ; 7 – 35° ; 8 – 40° ; 9 – 45° ; 10 – спіральні виступи в трубі; 11, 12 – хрестоподібна

вставка: 11 – сферичні заглибини на поверхні вставки; 12 – сферичні заглибини і ребра на поверхні вставки; 13 – дротові спіральні вставки; 14 – сферичні виступи, що чергуються; 15 – сферичні виступи; 16 – кручені труби; 17 – тангенційна закрутка, тангенційний вихід потоку; 18 – циліндричні штирі; 19 – внутрішні спіральні канавки; 20 – похило-тангенційна закрутка течії в трубі з поворотом на виході; 21 – похило-тангенційна закрутка течії в трубі з поворотом на виході (2 тангенціальних завихрювача); 22 – скручена стрічка.

Як видно, фактор аналогії Рейнольдса для завихрювачів з частковою закруткою, досліджених у даній роботі, змінюється від 0,31 ($\varphi = 15^\circ$) до 0,18 ($\varphi = 45^\circ$). Експериментальні дані для всіх завихрювачів розташовуються вище лінії 1, що свідчить про більш високу теплогідравлічну ефективність інтенсифікаторів на основі закрутки потоку і вихрового перемішування в порівнянні з оребреною поверхнею. Вони з відхиленням $\pm 7\%$ узагальнюються рівнянням (лінія 2):

$$\left(\overline{\text{Nu}}_f / \overline{\text{Nu}}_{of} \right) / \left(\bar{f} / \bar{f}_o \right) = 1,22 \cdot \left(\bar{f} / \bar{f}_o \right)^{-0,72} \quad (3)$$

Фізичний сенс такого результату полягає в тому, що розглянуті методи інтенсифікації теплообміну, розрізняючись по конструктивному оформленню, характеризуються спільним механізмом інтенсифікації теплообміну за рахунок закрутки потоку, вихрового перемішування і формування локальних відривних зон.

Таким чином, використання системи координат $\text{ФАР} - \bar{f} / \bar{f}_o$ об'єднує експериментальні дані, що характеризуються загальним або близькими за змістом механізмами інтенсифікації теплообміну, тобто використання такої системи координат дозволяє отримати більш обґрунтовані висновки про природу інтенсифікації теплообміну.

Грунтуючись на отриманих результатах, в дисертації вперше запропоновано поняття коефіцієнта якості інтенсифікатора відповідно до відношення:

$$K^* = \frac{\left(\overline{\text{Nu}}_f / \overline{\text{Nu}}_{of} \right) / \left(\bar{f} / \bar{f}_o \right)_{\text{инт.}}}{\left(\overline{\text{Nu}}_f / \overline{\text{Nu}}_{of} \right) / \left(\bar{f} / \bar{f}_o \right)_{\text{сф.загл.}}}, \quad (4)$$

який відображає ступінь відмінності фактора аналогії Рейнольдса для конкретного методу інтенсифікації теплообміну (чисельник) від фактора аналогії Рейнольдса для поверхневих заглибин при низьких числах Рейнольдса (знаменник).

У такому представленні лінія 1 на рис. 9 відображає поверхневі заглибини при низьких числах Рейнольдса, а лінія 2 – оребренню поверхню при великих числах Рейнольдса. В області $\bar{f} / \bar{f}_0 = 3 \dots 15$ значення K^* для цієї поверхні змінювалось незначним чинном і становило 0,40 ... 0,42. З цього випливає, що значення коефіцієнта якості $K^* = 0,4$ є нижньою межею для всіх відомих інтенсифікаторів теплообміну. Лінією 3 на рис. 9 узагально експериментальні дані, які характеризуються закруткою (повною та частковою) і вихровим перемішуванням з відривом потоку. Як видно, для таких завихрювачів (в тому числі, досліджених у дисертації) значення коефіцієнта K^* змінюється від 0,50 до 0,62 і слабо залежить від числа Рейнольдса.

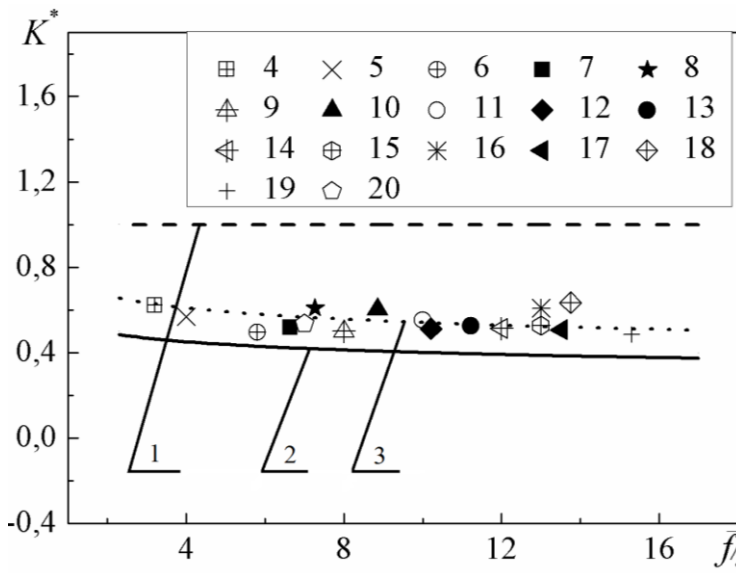


Рис. 9 – Коефіцієнт якості інтенсифікаторів теплообміну різного типу (круглий канал): 1 – поверхневі сферичні заглибини при низьких числах Рейнольдса; 2 – оребрення при високих числах Рейнольдса; 3 – узагальнююча лінія; 4 – спіральні виступи; 5 – циліндричні шпирі; 6 – хрестоподібна вставка зі сферичними заглибинами на поверхні; 7, 8 – часткова закрутка, дані автора: 7 – $\varphi = 15^\circ$; 8 – 25° ; 9 – дротові спіральні вставки; 10 – часткова закрутка, дані автора: $\varphi = 30^\circ$; 11 – похило-тангенційна

закрутка течії в трубі з поворотом на виході (2 тангенційних завихрювача); 12, 13 – часткова закрутка, дані автора: 12 – $\varphi = 35^\circ$; 13 – 40° ; 14 – сферичні виступи, що чергуються; 15 – тангенційна закрутка, тангенційний вихід потоку; 16 – внутрішні спіральні канавки; 17 – часткова закрутка, дані автора: $\varphi = 45^\circ$; 18 – хрестоподібна вставка зі сферичними заглибинами і ребрами на поверхні; 19 – похило-тангенційна закрутка течії в трубі з тангенційним поворотом на виході; 20 – скручена стрічка.

Комп'ютерне моделювання. Для визначення структури закрученого потоку використано метод комп'ютерного (CFD) моделювання з використанням програмного комплексу ANSYS CFX. У розрахунках використано SST модель турбулентності, обґрунтування використання якої зроблено в роботі. Усі розрахунки виконано при числі Рейнольдса, що дорівнює $5 \cdot 10^4$ при кутах закрутки $\varphi 30^\circ, 35^\circ$ і 45° .

Течію повітря в трубі з частковою закруткою потоку можна умовно розділити на дві області – осьова течія в центральній частині каналу ($r = 0 \dots 24,5$ мм) і закручена течія в пристінковій області ($r = 24,5 \dots 34,5$ мм). Як видно з рис. 10, для розглянутих умов у закрученому потоці біля стінки труби формується система дискрет-

них струменів прямокутної форми.

Завдяки розподілу векторів швидкості в перерізі $x/d = 2,3$ завихрювача при різних кутах закрутки (рис. 11) показано, що поблизу стінки каналу виникають зони підвищеної швидкості потоку, а в центральній області каналу спостерігаються вторинні циркуляційні течії різної форми і локалізації, інтенсивність яких залежить від кута закрутки потоку.

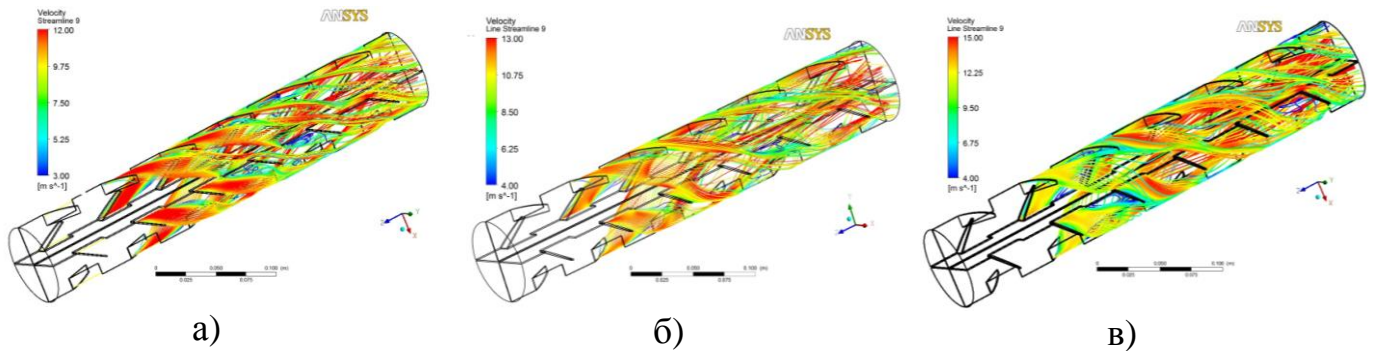


Рис. 10 – Лінії течії в трубі з завихрювачем часткової закрутки:
а – $\varphi = 30^\circ$; б – 35° ; в – 45° .

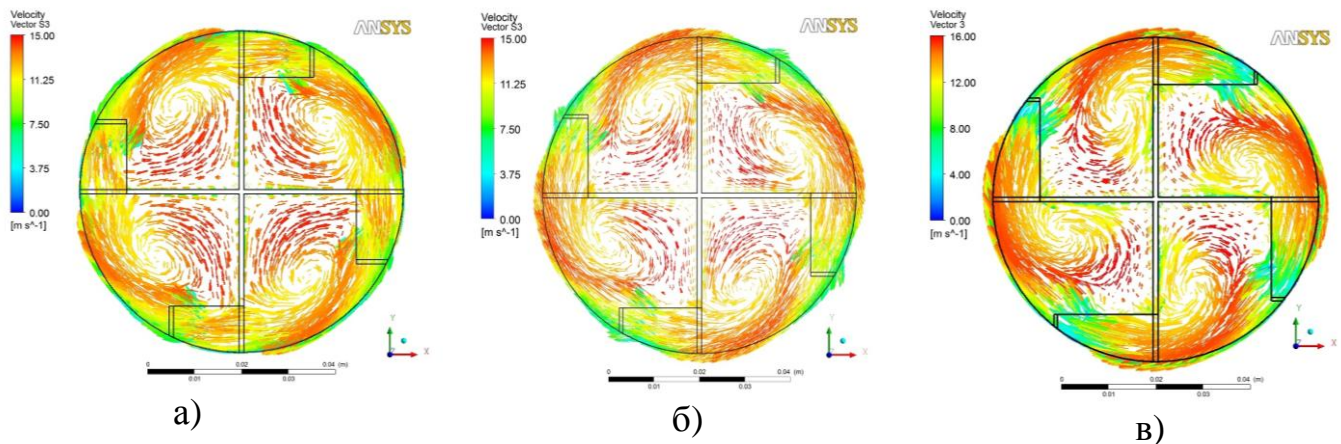


Рис. 11 – Вектори сумарної швидкості закрученого потоку в перерізі $x/d = 2,3$:
а – $\varphi = 30^\circ$; б – 35° ; в – 45° .

Обидва чинники сприяють інтенсифікації теплообміну. При $\varphi = 30^\circ$ вторинна течія займає центральну частину сектора завихрювача, причому інтенсивність вихрової структури потоку вища, ніж при $\varphi = 35^\circ$, тому в цьому випадку слід очікувати зниження теплообміну порівняно з випадком $\varphi = 30^\circ$. При $\varphi = 45^\circ$ відбувається зміщення вторинного вихору до входу в отвори закрутки, що сприяє збільшенню інтенсивності відривних зон на виході з отвору завихрювача. І слід очікувати зростання теплообміну порівняно з $\varphi = 35^\circ$.

Комп'ютерне моделювання дозволило визначити дійсний кут закрутки потоку в отворах завихрювача. На рис. 12 представлено зміну кута закрутки потоку на виході з отворів завихрювача для трьох значень геометричного кута закрутки $\varphi = 30^\circ, 35^\circ$ і 45° .

Як видно, при $\varphi = 30^\circ$ поведінка середнього кута закрутки характеризується монотонним збільшенням кута закрутки по довжині труби від 22° до $28,5^\circ$. При $\varphi = 35^\circ$ поведінка кривої свідчить про суттєве збільшення кута закрутки в 1, 3 і 5 отворах завихрювача (рис. 3), що вказує на часткове «стікання» потоку по стінці завихрювача. Аналогічний характер поведінки кривої спостерігається для завихрювача з $\varphi = 45^\circ$.

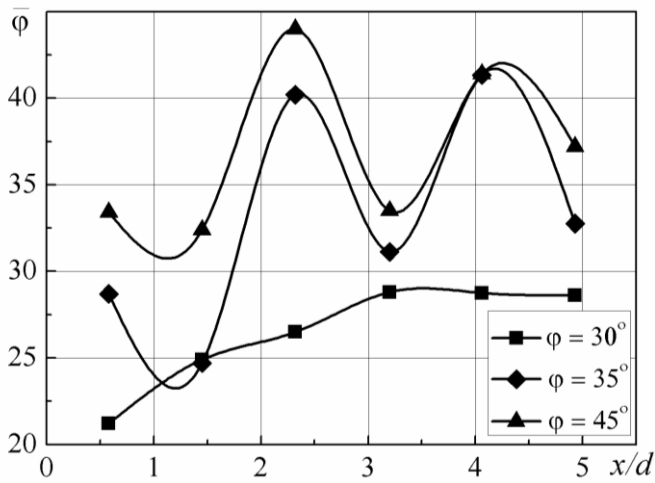


Рис. 12 – Середній кут закрутки потоку $\bar{\varphi}$ на виході з отворів завихрювача.

При аналізі було показано, що поведінка кута закрутки в парних отворах завихрювача (2, 4, 6, див. рис. 3) підпорядковується монотонній кривій, тобто в цьому випадку не спостерігається стікання потоку по стінці хрестоподібної вставки. Кут закрутки потоку зростає від 25° до $32,5^\circ$ ($\varphi = 35^\circ$) і від $32,5^\circ$ до $37,5^\circ$ ($\varphi = 45^\circ$). Значення середнього по довжині кута закрутки потоку відповідно дорівнює: $\bar{\varphi} = 27^\circ$ ($\varphi = 30^\circ$), $\bar{\varphi} = 33^\circ$ ($\varphi = 35^\circ$), $\bar{\varphi} = 37^\circ$ ($\varphi = 45^\circ$).

Первинний аналіз впливу окремих факторів показав, що при слабкій закрутці ($\varphi \leq 30^\circ$) струмінь ударяється у поверхню ребра з «ковзанням» (недокрутка потоку). При $\varphi = 35^\circ$ відбувається роздвоєння струменю, проте велика частина потоку з отвору закрутки потрапляє в сусідній отвір, формуючи, таким чином, систему закручених струменів. При $\varphi > 35^\circ$ частина потоку проходить через отвори закрутки, а частина струменю ударяється похило об поверхню ребра вставки, формуючи вторинну закрутку потоку. Додатковий вплив на вихрову структуру потоку чинить взаємодія основного потоку із зовнішньою поверхнею відігнутих елементів. Таким чином, при усіх кутах закрутки потоку формується інтенсивна вихрова структура.

Як видно, дійсні кути закрутки потоку не відповідають проектним кутам для даного завихрювача ($\varphi_n = 38^\circ$), оскільки на струмені, що виходять з отворів закрутки впливають відривні зони і вихори, які відхиляють струмінь в осьовому напрямку. Однак розрахункові та дійсні кути закрутки потоку наближаються за значенням один до одного тільки при великих кутах закрутки потоку – близько 45° .

В результаті дослідження було показано, що величина сумарної швидкості потоку по довжині труби у вихідних отворах завихрювача поступово зменшується, причому із збільшенням геометричного кута закрутки потоку вона зростає. При цьому ступінь турбулентності не настільки висока і не перевищує 13%. Найбільший рівень турбулентності демонструє завихрювач з кутом закрутки 35° , а найменший – завихрювач з $\varphi = 30^\circ$. Також визначено, що для завихрювача $\varphi = 30^\circ$ ступінь турбулентності перед отворами завихрювача і за ними є приблизно однаковим. Для двох інших завихрювачей спостерігається зворотній вплив – ступінь турбулентності на вході в отвори завихрювача вищий, ніж після них.

Фактори інтенсифікації теплообміну. У відповідності до теорії гвинтової лінії в якості визначальної використано абсолютну швидкість потоку біля стінки труби V_Σ і еквівалентну довжину лінії течії x_{ef} . Тоді рівняння подібності для локального теплообміну в трубі з закрутою потоку при використанні в якості базового рівняння подібності для турбулентної течії поблизу пластини ($q_w = \text{const}$) можна буде записано в наступному вигляді:

$$\text{Nu}_{x_{ef}} = 0,0308 \cdot \text{Re}_{x_{ef}}^{0,8} \cdot \text{Pr}_f^{0,4}, \quad (5)$$

де $Re_{x_{ef}} = \frac{V_{\Sigma} \cdot x_{ef}}{\nu}$ – число Рейнольдса на основі еквівалентної довжини гвинтової лінії x_{ef} ; $x_{ef} = x(1 + \operatorname{tg}^2 \varphi_w)^{0,5}$ – еквівалентна довжина лінії течії, м; x – поздовжня координата; $V_{\Sigma} = V_{1x}(1 + \operatorname{tg}^2 \varphi_w)^{0,5}$ – абсолютна швидкість потоку поблизу стінки труби, м/с; V_{1x} – середня осьова швидкість поблизу стінки труби, м/с.

Оскільки закручена течія характеризується підвищеним значенням турбулентності і складною вихровою структурою біля поверхні теплообміну, то з урахуванням принципу суперпозиції окремих впливів (Леонтьєв А.І.), після підстановки і відповідних перетворень рівняння (5) записується в наступному вигляді:

$$Nu_{xf} = 0,0308 \cdot Re_{xf}^{0,8} \cdot Pr_f^{0,4} \cdot \varepsilon_{\varphi} \cdot \varepsilon_{Tu} \cdot \varepsilon_{**}, \quad (6)$$

де $\varepsilon_{\varphi} = \left(1 + \operatorname{tg}^2 \varphi_w\right)^{0,3}$ – відносна функція закрутки; ε_{Tu} , ε_{**} – відносні функції, що характеризують вплив на локальний теплообмін турбулентності і вихрового перемішування. Числа Нуссельта і Рейнольдса в рівнянні (6) визначено для поздовжньої координати x . Вплив контактного теплообміну і перевипромінювання з причин відносної малості не враховується і включено у відносну функцію вихрового перемішування.

При наявності передвключеної адіабатної ділянки (визначальний розмір – діаметр труби d), турбулентності і вихрового перемішування рівняння (6) для середнього теплообміну буде мати наступний вигляд:

$$\overline{Nu}_{df} = \overline{Nu}_{dlf} \cdot \varepsilon_V \cdot \varepsilon_{\varphi} \cdot \varepsilon_{Tu} \cdot \varepsilon_{**}, \quad (7)$$

де \overline{Nu}_{dlf} – середній теплообмін в трубі з передвключеною адіабатною ділянкою без закрутки потоку (рівняння (1)).

Величина відносної функції, що характеризує осьову швидкість в каналі закрутки завихрювача визначено за формулою:

$$\varepsilon_V = \left(\frac{V_{1x}}{\bar{V}} \right)^{0,8}, \quad (8)$$

де \bar{V} – середня швидкість потоку перед завихрювачем.

Відношення швидкостей $\frac{V_{1x}}{\bar{V}}$ визначено з рівності втрат статичного тиску в отворі закрутки потоку і в каналі осьової течії:

$$\frac{V_{1x}}{\bar{V}} = \frac{\cos \varphi}{4 \cdot \left(\frac{G_2}{G_1} + 1 \right) \cdot \frac{a}{d} \cdot \left(1 - \frac{a}{d} \right)}, \quad (9)$$

де $\frac{G_2}{G_1} = \frac{\left(1 - 2 \frac{a}{d} \right)^{24/9} \cdot (1 + \operatorname{tg}^2 \varphi)^{14/18} \cdot \cos \varphi}{2 \cdot \left(1 - \frac{a}{d} \right) \cdot \left(2 \frac{a}{d} \right)^{15/9}}$ – відношення витрат повітря в каналах

закрутки і осьової течії; параметри a, d – висота відігнутих елементів завихрювача та діаметр труби, м. Для досліджуваного завихрювача відношення a/d дорівнює 0,145.

Величина відносної функції турбулентності ε_{Tu} визначається залежністю, яка характеризує вплив зовнішньої турбулентності на середній теплообмін в турбулентному пограничному шарі пластини:

$$\varepsilon_{Tu} = 1 + 3Tu - 6Tu^2, \quad (10)$$

де значення інтенсивності турбулентності Tu визначено за результатами виконаних розрахунків.

Значення відносної функції вихрового перемішування ε_{**} визначено з рівняння (6) на основі дослідних даних щодо середнього теплообміну за вирахуванням внеску в теплообмін закрутки потоку, турбулентності і розподілу осьової швидкості в отворі завихрювача.

На рис. 13 представлено графічні залежності даних функцій для досліджених умов при використанні дійсного значення кута закрутки потоку ($\bar{\varphi} = 27^\circ, 33^\circ, 37^\circ$).

Як видно, внесок вихрового перемішування в теплообмін є переважаючим для всіх кутів закрутки і перевищує фактор 2,0. Зміна функції вихрового перемішування характеризується кривою з мінімумом при $\bar{\varphi} \approx 32^\circ$. Фактори власне закрутки потоку і турбулентності співрозмірні між собою і складають 1,1 ... 1,25. Отже, основний внесок у інтенсифікацію теплообміну дослідженого типу завихрювача часткової закрутки робить вихрове перемішування потоку.

На рис. 14 представлено зміну фактора інтенсифікації теплообміну і функції вихрового перемішування в залежності від геометричного кута закрутки потоку φ . Як видно з рисунка, зниження фактора інтенсифікації теплообміну в області $\varphi > 30^\circ$ (рис. 5) і подальше збільшення в області $\varphi > 35^\circ$ обумовлено відповідною поведінкою фактора вихрового перемішування. При цьому різниця між максимальним і мінімальним значеннями середнього теплообміну і фактора вихрового перемішування приблизно однакова.

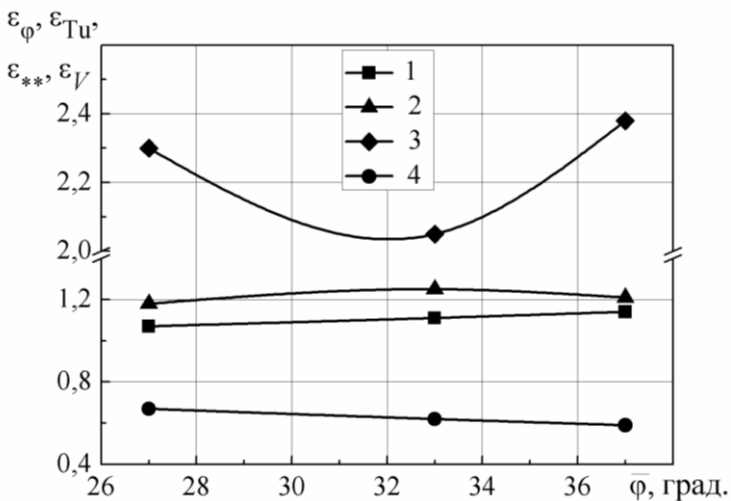


Рис. 13 – Відносні функції закрутки (1), турбулентності (2), вихрового перемішування потоку (3) і осьової швидкості (4) для дійсного значення кута закрутки $\bar{\varphi}$ при $a/d = 0,145$.

Графік залежності ε_{**} від кута закрутки потоку φ на рис. 14 побудовано при $a/d = 0,145$, однак при інших значеннях параметра a/d він буде мати інший вигляд. Для його визначення необхідно проводити додаткові експерименти. Для практичних рішень пропонується використовувати лінійну інтерполяцію функції вихрового перемішування між значеннями ε_{**} , взятими при $a/d = 0,145$ и $a/d = 0,5$ (повна закрутка потоку).

Графік функції вихрового перемішування ε_{**} при $a/d = 0,5$

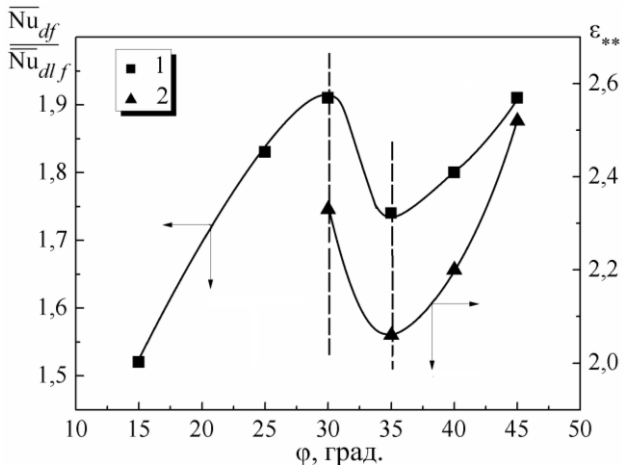


Рис. 14 – Залежність фактора інтенсифікації середнього теплообміну (1) і функції вихрового перемішування (2) від геометричного значення кута закрутки потоку ϕ .

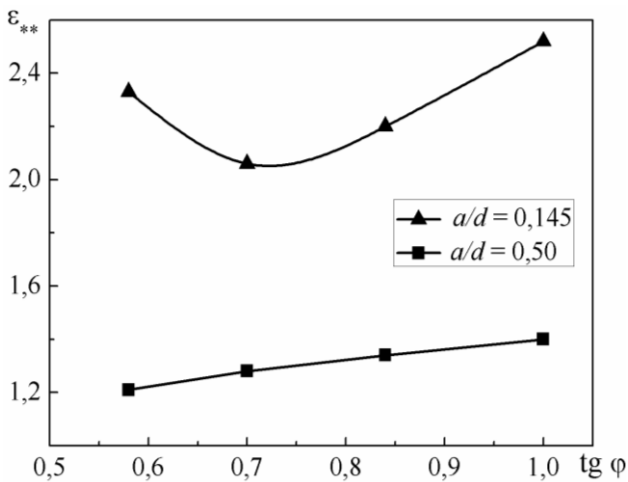


Рис. 15 – Залежність функції вихрового перемішування від $\text{tg } \phi$ при $a/d = 0,145$ та $0,50$ (Халатов А.А.).

відігнутими елементами, яка характеризується більш широким діапазоном зміни кута закрутки, ніж всі відомі завихрювачі часткової закрутки. Конструкція завихрювача захищена патентом України на корисну модель (Патент України № 68122 від 12.03.2012 р.). Експериментально показано, що вплив орбрення завихрювача і перевипромінювання на теплообмін в трубі не перевищує 9%.

2. Для даного типу часткової закрутки середній теплообмін в трубі характеризується кривою з максимумом ($\phi = 30^\circ$) і мінімумом ($\phi = 35^\circ$). Зниження фактора інтенсифікації теплообміну при $\phi > 30^\circ$ обумовлено зменшенням фактора вихрового перемішування потоку, а його зростання в області $\phi > 35^\circ$ – збільшенням. Гідрравлічний опір монотонно збільшується з ростом кута закрутки потоку. Одержано узагальнюючі рівняння подібності для середнього теплообміну та гідрравлічного опору.

3. Комп'ютерним моделюванням показано, що для дослідженого завихрювача

отриманий Халатовим А.А в попередніх дослідженнях.

На рис. 15 представлено значення ϵ_{**} для обох випадків. Як видно, значення функції ϵ_{**} змінюється в широких межах для різних значень параметра a/d , причому для часткової закрутки ця функція в залежності від кута закрутки має мінімум.

На основі виконаних досліджень розроблено порядок розрахунку середнього теплообміну в трубі з завихрювачем часткової закрутки потоку на основі хрестоподібної вставки.

ВИСНОВКИ

Дисертаційна робота присвячена експериментальному і теоретичному дослідженню теплообміну, гідродинаміки, вихрової структури і теплогідравлічної ефективності в круглій трубі з частковою закруткою потоку в умовах передвключеної адіабатної ділянки. Дослідження виконано при турбулентній течії повітря в діапазоні чисел Рейнольдса Re_{df} від $3 \cdot 10^4$ до $8 \cdot 10^4$, геометричний кут закрутки потоку змінювався від 15° до 45° .

Основні нові наукові результати полягають у наступному:

1. Запропоновано нову конструкцію завихрювача часткової закрутки потоку на основі хрестоподібної вставки з

часткової закрутки структура потоку є різною в залежності від кута закрутки. При $\varphi = 30^\circ$ потік з отвору ребра завихрювача не потрапляє в отвір сусіднього ребра, а вдаряється о його поверхню, ковзає вздовж неї і далі входить в нижче розташований отвір завихрювача. При цьому спостерігається підвищене вихроутворення за рахунок удару струменя об поверхню ребра. При $\varphi = 35^\circ$ потік виходить з отворів завихрювача і роздвоюється – одна його частина проходить через отвір завихрювача, а інша – ковзає уздовж поверхні ребра і далі потрапляє в нижче розташований отвір завихрювача. Вихрове перемішування при цьому мінімальне. При $\varphi = 45^\circ$ також спостерігається роздвоєння струменя, проте в цьому випадку більша її частина потрапляє в отвір завихрювача, а менша частина вдаряється об поверхню ребра і відбивається, утворюючи зворотні течії і складну вихрову структуру. За рахунок цього інтенсивність вихрового перемішування знову зростає.

4. Комп'ютерний аналіз вихрової структури для даного типу завихрювача дозволив визначити внесок різних складових в середній теплообмін. Внесок вихрового перемішування в теплообмін є переважаючим для всіх кутів закрутки і перевищує фактор 2,0. Фактори закрутки потоку і турбулентності при всіх кутах закрутки співмірні між собою і складають 1,1 ... 1,23.

5. На основі більш широкого узагальнення опублікованих результатів підтверджено висновок про те, що дослідні дані по фактору аналогії Рейнольдса для всіх відомих способів інтенсифікації теплообміну розташовуються у вузькій області між кривими для поверхневого обрешечення при великих числах Рейнольдса і поверхневих сферичних заглибин при низьких числах Рейнольдса.

6. Вперше запропоновано поняття коефіцієнта якості інтенсифікатора теплообміну, який характеризує ступінь відмінності фактора аналогії Рейнольдса для конкретного методу інтенсифікації теплообміну від даних для поверхневих сферичних заглибин при низьких числах Рейнольдса. Показано, що в області $f/f_0 < 18$ всі відомі інтенсифікаторами теплообміну характеризуються коефіцієнтом якості від 0,37 до 1,0, який слабо залежить від числа Рейнольдса. Досліджені в роботі завихрювачі часткової закрутки потоку в області $f/f_0 < 18$ мають коефіцієнт якості, що змінюється від 0,50 до 0,62.

7. Отримані в роботі наукові результати можуть бути використані в енергетиці, теплоенергетиці, теплотехніці, машинобудуванні при створенні апаратів з інтенсифікацією теплообміну за рахунок закрутки потоку, а також у навчальних курсах теплоенергетичних спеціальностей. Вони знайшли застосування в Державному Підприємстві Науково-виробничий комплекс газотурбобудування «Зоря» – «Машпроект» (м. Миколаїв) при розробці методики розрахунку теплообмінників на основі закрутки потоку (акт впровадження від 12.02.2013 р.)

СПИСОК ПРАЦЬ, ОПУБЛІКОВАНИХ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Статті в наукових журналах:

1. Халатов А.А. Гидравлическое сопротивление круглой трубы с крестообразной вставкой / А.А. Халатов, В.Н. Онищенко, Т.В. Доник, А.В. Окишев, В.А. Лаврентьев, Н.В. Франко // Вісник Академії митної служби України. Серія:

«Технічні науки». – 2010. – № 1(43). – С. 46–52. (*Внесок здобувача: участь у проведенні експериментів та в обробці, розрахунках і аналізі отриманих результатів*).

2. Халатов А.А. Сопротивление и теплообмен крестообразных вставок в трубе / А.А. Халатов, И.И. Борисов, В.Н. Онищенко, Т.В. Доник // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2010. – №3/2(45). – С. 76–78. (*Внесок здобувача: участь у розробці експериментального стенда та експериментальної ділянки, виборі геометричних та фізичних параметрів, розрахунках і аналізі отриманих результатів*).

3. Халатов А.А. Фактор аналогии Рейнольдса для интенсификаторов теплообмена различного типа / А.А. Халатов, В.Н. Онищенко, Т.В. Доник, А.В. Окишев // Известия академии наук. Энергетика. – 2011. – № 4. – С. 109–116. (*Внесок здобувача: за матеріалами періодичних вітчизняних та закордонних видань проаналізовані різні типи інтенсифікаторів теплообміну, проведені аналіз і обробка отриманих результатів*).

4. Доник Т.В. Теплообмен при течении воздуха в круглой трубе с крестообразной вставкой / Т.В. Доник, А.А. Халатов, И.И. Борисов // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2011. – № 3/10(51). – С. 21–24. (*Внесок здобувача: участь у проведенні експериментів та у розробці методики обробки результатів дослідів, аналіз і обробка отриманих результатів*).

5. Доник Т.В. Теплогидравлическая эффективность крестообразной вставки с закруткой потока у стенки / Т.В. Доник, А.А. Халатов // Современная наука. – 2011. – № 2(7). – С. 226–230. (*Внесок здобувача: за матеріалами періодичних вітчизняних та закордонних видань проаналізована теплогидравлічна ефективність інтенсифікаторів теплообміну, які основані на повній і частковій закрутці потоку*).

6. Зинченко А.Ю. Интенсификаторы теплообмена закручивающего типа и коэффициент качества интенсификаторов теплообмена / А.Ю. Зинченко, Т.В. Доник, А.А. Халатов // X Міжнародна науково-практична конференція аспірантів, магістрів і студентів «Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики». Тези доповідей. – 2012. – Т. 1. – С. 65. (*Внесок здобувача: проаналізовано якість інтенсифікаторів теплообміну вихрового типу повній і частковій закрутці потоку*).

7. Доник Т.В. Теплогидравлическая эффективность и качество интенсификаторов теплообмена закручивающего типа / Т.В. Доник, А.А. Халатов // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2012. – № 3/10(57). – С. 43–46. (*Внесок здобувача: проведення дослідження, аналіз та узагальнення результатів теплообміну та теплогидравлічної ефективності*).

8. Доник Т.В. Теплообмен и гидравлическое сопротивление в трубе с крестообразной вставкой и частичной закруткой потока / Т.В. Доник, А.А. Халатов // Промышленная теплотехника. – 2012. – Т. 34, № 2. – С. 28–32. (*Внесок здобувача: участь у проведенні експериментів та в обробці, аналізі і узагальненні отриманих результатів*).

9. Donyk T. The numeral simulation of an air flow structure with partial swirl / T. Donyk, A. Khalatov, A. Zinchenko // Proceedings the Fifth world congress «Aviation in the XXI-st century», 25-27 September 2012, Kyiv – 2012. – Volume 1. – P.

1.12.8–1.12.13. (Внесок здобувача: участь у проведенні дослідження, аналіз та узагальнення результатів).

Патенти:

1. Пат. 68122 Україна, МПК F28 F 1/00. Пристрій для інтенсифікації теплообміну / Халатов А.А., Доник Т.В.; власник Інститут технічної теплофізики НАН України. – u201111842; заявл. 12.03.12 ; опубл. 12.03.12, Бюл. № 5.

УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ ТА ІНДЕКСИ

a – висота відгібного елемента; b – ширина відгібного елемента; d – діаметр труби; G – витрата повітря; K^* – коефіцієнт якості; l – довжина труби; Nu – число Нуссельта; Pr – число Прандтля; Q – тепловий потік; r – радіус труби; Re – число Рейнольдса; F – площа поперечного перерізу; s – крок; T – температура; V – швидкість потоку; x – поздовжня координата; φ – кут закрутки; ΔT – температурний напір.

Індекси: d – визначений по діаметру труби; o – гладкий круглий канал; w – параметри на стінці труби; f – параметри повітря; pr – передвключена адіабатна ділянка.

АНОТАЦІЯ

Доник Т.В. Теплообмін та гідродинаміка в трубі з завихрювачем часткової закрутки потоку на основі хрестоподібної вставки. – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.14.06 – «Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика» / Інститут технічної теплофізики Національної академії наук України. – Київ, 2013.

Дисертація присвячена експериментальному і теоретичному (комп'ютерному) дослідженню теплообміну, гідравлічного опору, локальної та вихрової структури турбулентного повітряного потоку в круглій трубі з завихрювачем часткової закрутки потоку на основі хрестоподібної вставки. Часткова закрутка створюється поблизу поверхні теплообміну за допомогою відігнутих елементів висотою 0,01 м, шириною 0,03 м і кутом їх повороту в широкому діапазоні. Конструкція завихрювача забезпечує широкий діапазон зміни кута закрутки потоку поблизу поверхні каналу, вона захищена патентом України на корисну модель. В експериментах кут закрутки змінювався від 15 до 45 градусів. Попередні експерименти показали, що відведення теплоти теплопровідністю від труби в хрестоподібну вставку становить не більше 7%, а внесок радіаційного теплообміну (перевипромінювання) – не перевищує 2%.

Дослідження середнього теплообміну в трубі з завихрювачем часткової закрутки потоку показали, що фактор інтенсифікації теплообміну змінюється по кривій з максимумом ($\varphi = 30^\circ$) і мінімумом ($\varphi = 35^\circ$), що обумовлено відповідною поведінкою фактора вихрового перемішування потоку. Гідравлічний опір монотонно збільшується з ростом кута закрутки потоку. В результаті узагальнення дослідних даних отримано рівняння подібності для середнього теплообміну та гідравлічного опору, а також дані для теплогідравлічної ефективності досліджених завихрювачів. Узагальнення опублікованої бази даних показало, що інтенсифікатори теплообміну різної конструкції, що мають загальний механізм інтенсифікації

теплообміну за рахунок закрутки, відриву потоку і вихрового перемішування, характеризуються єдиною залежністю для фактора аналогії Рейнольдса.

Комп'ютерне моделювання потоку в трубі з частковою закрутою, дозволило виявити особливості зміни швидкості потоку, турбулентності і кута закрутки області поблизу стінки та на основі теорії гвинтової лінії визначити внесок окремих складових (швидкість потоку, закрутка, турбулентність, вихрове перемішування) в інтенсифікацію теплообміну.

На основі виконаних досліджень вперше запропоновано поняття коефіцієнта якості інтенсифікатора теплообміну, де базовим є фактор аналогії Рейнольдса для поверхневих заглибин при низьких числах Рейнольдса. Показано, що всі використовувані в сучасній практиці інтенсифікатори характеризуються зміною цього коефіцієнта у вузькому діапазоні – від 0,37 до 1,0, а для досліджених завихрювачів часткової закрутки потоку коефіцієнт якості змінюється від 0,50 до 0,62.

На основі виконаних досліджень розроблено методику розрахунку середнього теплообміну і гідравлічного опору в трубі з завихрювачем часткової закрутки потоку на основі хрестоподібної вставки. Отримані в роботі наукові та прикладні результати можуть бути використані в енергетиці, теплоенергетиці, теплотехніці, машинобудуванні при створенні апаратів з інтенсифікацією теплообміну за рахунок закрутки потоку, а також у навчальних курсах теплоенергетичних спеціальностей технічних університетів.

Ключові слова: завихрювач часткової закрутки потоку, хрестоподібна вставка, теплообмін, гідродинаміка, теплогідравлічна ефективність, коефіцієнт якості.

АННОТАЦИЯ

Доник Т.В. Теплообмен и гидродинамика в трубе с завихрителем частичной закрутки потока на основе крестообразной вставки. – Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.14.06 – «Техническая теплофизика и промышленная теплоэнергетика» / Институт технической теплофизики Национальной академии наук Украины. – Киев, 2013.

Диссертация посвящена экспериментальному и теоретическому (компьютерному) исследованию теплообмена, гидравлического сопротивления, локальной и вихревой структуры турбулентного воздушного потока в круглой трубе с завихрителем частичной закрутки потока на основе крестообразной вставки. Частичная закрутка создается около поверхности теплообмена с помощью отгибных элементов высотой 0,01 м, шириной 0,03 м и углом их поворота в широком диапазоне. Конструкция завихрителя обеспечивает широкий диапазон изменения угла закрутки потока у поверхности канала, она защищена патентом Украины на полезную модель. В экспериментах угол закрутки изменялся от 15 до 45 градусов. Предварительные эксперименты показали, что отвод теплоты теплопроводностью от трубы в крестообразную вставку составляет не более 7%, а вклад радиационного теплообмена (переизлучения) - не превышает 2%.

Исследования среднего теплообмена в трубе с завихрителем частичной закрутки потока показали, что фактор интенсификации теплообмена изменяется по кривой с максимумом ($\varphi=30^\circ$) и минимумом ($\varphi=35^\circ$), что обусловлено соответствующим поведением фактора вихревого перемешивания потока. Гидравлическое сопротивление монотонно увеличивается с ростом угла закрутки потока. В результате обобщения опытных данных получены обобщенные уравнения подобия для среднего теплообмена и гидравлического сопротивления, а также данные по теплогидравлической эффективности исследованных завихрителей. Обобщение опубликованной базы данных показало, что интенсификаторы теплообмена различной конструкции, имеющие общий механизм интенсификации теплообмена за счет закрутки, отрыва потока и вихревого перемешивания, характеризуются общей зависимостью по фактору аналогии Рейнольдса.

Компьютерное моделирование потока в трубе с частичной закруткой, позволило выявить особенности изменения скорости потока, турбулентности и угла закрутки в пристенной области и на основе теории винтовой линии определить вклад отдельных составляющих (скорость потока, закрутка, турбулентность, вихревое перемешивание) в интенсификацию теплообмена.

На основе выполненных исследований впервые предложено понятие коэффициента качества интенсификатора теплообмена, где базовым является фактор аналогии Рейнольдса для поверхностных углублений при низких числах Рейнольдса. Показано, что все используемые в современной практике интенсификаторы характеризуются изменением этого коэффициента в узком диапазоне – от 0,37 до 1,0, а для исследованных завихрителей частичной закрутки потока коэффициент качества изменяется от 0,50 до 0,62.

На основе выполненных исследований разработана методика расчета среднего теплообмена и гидравлического сопротивления в трубе с завихрителем частичной закрутки потока на основе крестообразной вставки. Полученные в работе научные и прикладные результаты могут быть использованы в энергетике, теплоэнергетике, теплотехнике, машиностроении при создании аппаратов с интенсификацией теплообмена за счет закрутки потока, а также в учебных курсах теплоэнергетических специальностей технических университетов.

Ключевые слова: завихритель частичной закрутки потока, крестообразная вставка, теплообмен, гидродинамика, теплогидравлическая эффективность, коэффициент качества.

ABSTRACT

Donyk T.V. Heat Transfer and Hydrodynamics in a Tube with Partial Flow Swirl Generator, based on the Cruciform Insert. - Manuscript.

The thesis is submitted for a technical sciences candidate degree for the specialty 05.14.06 – “Engineering Thermophysics and Industrial Heat Power Engineering” / Institute for Engineering Thermophysics of National Academy of Sciences of Ukraine. – Kyiv, 2013.

The thesis is aimed to the experimental and theoretical (computer) studies of heat transfer, pressure drop, local and vortex structures of the turbulent air flow in a round tube with partial swirl generator, based on the cruciform insert. The partial flow swirl is created

near the heat transfer surface by means of bendable elements of 0.01 m height, 0.03 m width and angle of their deviation in the wide range. The swirl generator design provides a wide range of the swirl flow angle near the heat transfer surface. This design was protected by the patent of Ukraine for the useful model. In the experiments the swirl flow angle was varied from 15 to 45 degrees. Preliminary experiments have shown that heat transfer from the tube surface to the cruciform insert by conductivity does exceeds 7%, while the contribution of radiative heat transfer (re-emission) – is not more than 2%.

Studies of the in-tube average heat transfer with partial flow swirl have shown that heat transfer augmentation factor varies with a maximum (at $\varphi = 30^\circ$) and minimum (at $\varphi = 35^\circ$) that is due to specific vortex mixing factor behavior. The pressure drop increases monotonically with a swirl flow angle increase. As a result of the experimental data summarizing the correlations for average heat transfer, pressure drop, and the thermal-hydraulic performance were obtained. The summarising of published database have shown that heat transfer intensifiers of a different design having a general mechanism of heat transfer augmentation (flow swirl, flow separation, and vortex mixing) are characterized by the general correlation, based on the Reynolds analogy factor.

The in-tube computer simulation with a partial flow swirl has defined some specific features of axial velocity, turbulence and swirl flow angle variations in the near-wall region. Based on the helical line theory, the contribution of individual factors in the heat transfer augmentation (flow velocity, flow swirl, turbulence, and vortex mixing) has been defined.

The results of experimental studies have allowed proposing the new concept of heat transfer intensifier quality coefficient, where the Reynolds analogy factor for the dimpled surface at low Reynolds numbers is used as the basis magnitude. It is shown that for all currently employed heat transfer intensifiers this coefficient ranges in the slender compass from 0.37 up to 1.0, while for the investigated in this study swirl generators this factor varies from 0.50 to 0.62.

The calculation procedure has been developed to predict the in-tube heat transfer and pressure drop with partial flow swirl generator, based on the cruciform insert. The scientific and applied results obtained in this study can be used in the power engineering, thermal engineering, thermal power, machine-building for design of equipment using the swirl flow concept, and also in the educational courses of technical universities.

Key words: partial swirl flow generator, cruciform insert, heat transfer, pressure drop, thermal-hydraulic performance, quality factor.